№ 2 Warszawa, 25 lutego 1936 r. Rok XIV

TECHNIKA CIEPLNA

CZASOPISMO ZWIĄZKU STOWARZYSZEŃ DOZORU KOTŁÓW W POLSCE.

REDAKTOR: Inż. techn. JAN KOMARNICKI.
Wydawca: Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie.
REDAKCJA I ADMINISTRACJA: WARSZAWA, PIUSA XI, 32, m. 12. TEL. 8-81-47.
GODZINY BIUROWE ADMINISTRACJI — CODZIENNIE, OD 10 DO 15.

Inż. ST. FELSZ

NIEŚCISŁOŚCI I POPRAWKI W USTALONYCH WZORACH STRAT KOTŁOWYCH

I. Cel ścisłego obliczania poszczególnych strat kotłowych.

Doświadczenia nad kotłami parowozowemi, jako kotłami ze sztucznym ciągiem wykazały, że sprawność kotła spada w miarę wzrostu natężenia pracy kotła, t. j. w miarę wzrostu ilości spalanego węgla, przypadającego na metr kwadratowy rusztu lub powierzchni ogrzewalnej.

W granicach natężeń spalania, osiągalnych na parowozach (do 1000 kg węgla niespiekalnego na m^2 rusztu i godzinę), linja najwyższej osiągalnej sprawności jest zbliżona do linji prostej i może być wyrażona wzorem:

$$\eta = \eta_0 - \beta \,.\, K \,.\, b$$

gdzie η jest spółczynnikiem sprawności kotła, η_0 spółczynnik początkowy (nierealny), β—spółczynnik strat od natężenia spalania, Kb — natężenie rusztu w spalanych kalorjach przy b kg węgla o wartości opałowej K *kal/kg*, spalanego na m^2 rusztu i godzinę Wartości η_0 i β są zależne od typu węgla i ustroju kotła*).

Naprz. dla dąbrowskiego węgla o wartości dolnej 6300 *kal/kg* może być przyjęta dla kotłów parowozowych ze sklepieniem w palenisku linja dobrej sprawności

$$\eta\% = 80 - 0.04\, b$$

a więc przy natężeniu $b = 100$ *kg* $\eta = 76\%$, przy natężeniu $b = 1000$ *kg* sprawność spada do 40%.

Ze sprawności kotła można łatwo obliczyć odparowalność węgla w parze normalnej. Jeżeli za takową przyjąć parę o zawartości $k = 630$ *kal/kg*, to przy węglu o wartości $K = 6300$ kal. a zatem przy teoretycznej odparowalności $6300 / 630 = 10$ rzeczywista odparowalność kg węgla na parowozie wyniesie:

$$w = 8 - 0.004\, b$$

Zatem dobra odparowalność w parze normalnej dąbrowskiego węgla wynosi na parowozach 7,6 przy natężeniu $b = 100$ *kg* i spada do 4 przy natężeniu $b = 1000$ *kg*.

W niektórych doświadczeniach linje sprawności nie są proste a spadają ze wzrostem natężenia, tworząc nieco wklęsłe pośrodku łuki, wyrażane wzorem

$$n = \frac{M}{K \cdot b + N}$$

lub też łuki zlekka wypukłe (dośw. Łomonosowa).

Proste czy łukowate linje dobrej sprawności mogą być określone dość ściśle tylko zawdzięczając szerokiej skali natężeń, osiągalnych przy ciągu sztucznym (100 do 1000 kg), ale przy małych natężeniach (poniżej 100 kg), których nie objęły omawiane doświadczenia, początkowe odcinki tych linij są nierealne.

Według powyższych wzorów przy natężeniu $Kb = 0$, t. j. bez spalania opału sprawność kotła powinna byłaby osiągać najwyższą wartość:

$$\max.\ \eta = \eta_0 \ \text{lub}\ \frac{M}{N}$$

co wynosiłoby dla dąbrowskiego węgla 80% czyli odparowalność 8.

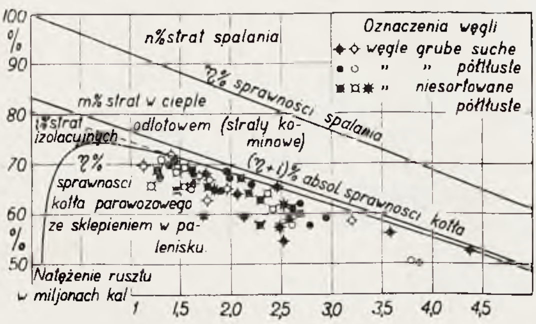
Tak jednak nie jest i być nie może, choćby dlatego, że pod kotłem podczas postoju trzeba spalać węgiel dla podtrzymania samego tylko ciśnienia pary (uzupełnienie strat pary przez nieszczelności i wypromieniowywanie ciepła nazewnątrz). Takie jałowe spa-

*) Dużo danych przytacza inż. Langrod w swojej pracy „Zasady ruchu parowozowego".

lanie węgla jest potrzebne do utrzymania kotłów w pogotowiu. Wtedy wydajność kotła jest zero, sprawność kotła i odparowalność węgla jest również zero, a pomimo tego węgiel spala się jałowo z pewnem natężeniem 8 — 12 i więcej kg na m^2 rusztu i godzinę.

Ta rzeczywistość nie jest w literaturze technicznej należycie uwzględniana. Zatem właściwa krzywa sprawności kotła zaczyna się od 0% przy natężeniu jałowego spalania (pogotowie kotła) wynoszącem 8—12 kg spalonego na m^2 rusztu i godzinę węgla o wartości około 6300 *kal/kg*. Przy wzroście natężenia krzywa ta wznosi się dość stromo w górę, potem przegina się poziomo na najkorzystniejszem natężeniu i dopiero za tem najkorzystniejszem natężeniem czynnego kotła zaczyna spadać według podanych linij prostych lub łukowatych.

Dla ilustracji podaje się poniższy rysunek, na którym kółka z krzyżykami oznaczają rezultaty doświadczeń z różnemi węglami na jednym i tym samym parowozie.



Rys. 1.

Różna wartość opałowa trzech gatunków węgla jest tu sprowadzona do jednego mianownika w miljonach kaloryj, spalanych na m^2 rusztu i godzinę.

Jak widzimy, doświadczenia te zawarte są w granicach natężeń od 1 do 4,5 miljona kal. Istnieją doświadczenia doprowadzone do 6 milj. kaloryj. Z własnych doświadczeń nad jałowem spalaniem mam dane co do niego, t. j. co do zera sprawności. Mało jest danych co do małych natężeń (od jałowego spalania do 0,5 mil. kal.) i prawie niema dla natężeń wysokich choćby krótkotrwałych, stojących na granicy wyczerpania kotła (powyżej 6 mil. kal.).

Wszelkie doświadczenia nad sprawnością kotłów przy różnych natężeniach (najliczniejsze — ze stacyj doświadczalnych w Stanach Zjednoczonych) dają zawsze mniej lub więcej szeroki pas osiągniętych spółczynników sprawności. Pod jednym i tym samym kotłem, przy jednych i tych samych osiągniętych natężeniach różnice osiągniętych spółczynników sprawności mogą przekraczać nieraz znacznie 10% sprawności. A to jest bardzo duża różnica, którą objaśnić można dwoma dodatkowemi czynnikami spalania: dobrem czy złem spalaniem części lotnych węgla (bezdymne czy dymne spalanie, zawartość CO) i osiągniętym przy próbie nadmiarem powietrza.

Złe spalanie części lotnych samo przez się może dać różnice, sięgające 10% sprawności. Nieujawnianie we wszelkich porównawczych doświadczeniach tego czynnika może maskować i paczyć zupełnie wszelkie wnioski z doświadczeń. Wtedy za najwięcej miarodajne można uważać tylko najwyższe spółczynniki sprawności, jako osiągnięte prawdopodobnie przy najmniejszych stratach w częściach lotnych.

Drugi czynnik — nadmiar powietrza i związane z nim straty „kominowe" dają mniejsze różnice od możliwych strat w częściach lotnych i wyeliminowanie jego wpływu bez ścisłej analizy strat jest niemożliwe.

Zatem we wszelkich porównawczych doświadczeniach dla sprawdzenia wpływu różnych konstrukcyj kotłowych lub wartości użytkowej opału metoda porównywania spółczynników sprawności bez analizy poszczególnych strat jest metodą zbyt prymitywną, aby można było nią wymierzać wpływy czynników „delikatniejszych", t. j. takich które mogą dać zysk lub straty mniejsze od różnic, pochodzących ze złego spalania, nieodpowiedniego nadmiaru powietrza i różnego natężenia rusztu.

Tak samo bez ścisłej analizy strat są trudne do ustalenia brakujące fragmenty krzywej sprawności na nieustalonych przez doświadczenia dwóch odcinkach — początkowym od jałowego spalania do najkorzystniejszego natężenia i końcowym — do granicy wyczerpania kotła. Niemożliwem zaś jest wtedy ustalenie czynników, wpływających na przebieg krzywej sprawności i wskazanie środków zaradczych. Szczególnie ważkiem dla ekonomji kotłowej jest ustalenie warunków najkorzystniejszego natężenia rusztu i najkorzystniejszego nadmiaru powietra przy dobrem spalaniu części lotnych a także warunków osiągania najwyższych natężeń kotła przy granicy jego wyczerpania, potrzebnych często choć krótkotrwale.

Również każde natężenie pracy kotła wymaga pewnego najkorzystniejszego nadmiaru powietrza dla osiągnięcia najwyższej sprawności.

Rozwiązanie tych ciekawych zagadnień dla kotłów różnych typów jest możliwe tylko drogą przeprowadzenia ścisłych bilansów poszczególnych strat kotłowych.

Ustalone jednak dotychczas wzory dla obliczania poszczególnych strat cieplnych są nieścisłe. Są może wystarczające dla niewielkich natężeń pracy kotłów stałych, pracujących na ciągu kominowym, ale nieścisłość ich wzrasta wraz z natężeniem pracy kotła i przy wysokich natężeniach pracy na ciągu sztucznym należy je uważać wprost za błędne.

Stąd nic dziwnego, że wszelkie próby uzależnienia nieściśle obliczonych strat od poszczególnych czynników elementarnych, nie mogą nic ujawnić.

2. Niedokładność ustalonych wzorów strat kotłowych.

Należy zgóry zastrzec, że sam spółczynnik sprawności kotła η oblicza się zupełnie ściśle, jako stosunek ciepła, zawartego w wyprodukowanej parze do ciepła, zawartego w węglu, pod warunkiem zredukowania do 0° ciepła, zawartego w wodzie zasilającej i w doprowadzanem do paleniska powietrzu.

Kwestjonuje się tylko ścisłość wzorów do obliczania strat odlotowych (zw. kominowemi) i strat spalania, a więc i spółczynniki sprawności spalania i sprawności przewodzenia.

Jak wiadomo, straty ciepła odlotowego obliczają się z wzoru

$$m = \frac{S\,ct}{K} \quad \dots \dots (1)$$

gdzie:

$S\ m^3/kg$ — objętość gazów przy temp. 0° i ciśnieniu 760 *mm*, wytwarzanych z każdego kg danego paliwa o wartości opałowej $K\ kal/kg.$,

$ct\ kal/m^3$ — zawartość cieplikowa każdego m^3 gazów odlotowych ponad temperaturą powietrza, doprowadzanego pod ruszt, przy cieple właściwem tych gazów $c\ kal/m^3$.

Objętość zaś gazów oblicza się ze znanego wzoru:

$$S\,m^3/kg = \frac{1{,}867\ C\%}{CO_2\% + CO\%} + \frac{9\,H\% + Aq\%}{80.8} \quad . (1a)$$

gdzie z analizy danego opału:

$C\%$ — zawartość węglika w opale
$H\%$ — „ wodoru (bez wilgoci t. j. H — 0/8)
$Aq\%$ — „ wilgoci
$CO_2\%$ — „ dwutlenku węgla w gazach spalinowych
$CO\%$ — „ tlenku węgla tamże.

Pierwsza składowa wzoru objętości daje objętość gazów suchych. Ona oparta jest jak wiadomo na fakcie, że 1 m^3 CO_2 lub CO zawiera w sobie 0,536 kg węglika (jako pierwiastka). Druga składowa daje objętość w gazach pary wodnej.

Cały wzór do obliczenia objętości byłby zupełnie ścisłym, gdyby wszystek węglik (C) spalał się całkowicie na CO_2 i CO, a wszystek wodór (H) spalał się całkowicie na parę wodną, co jest zagwarantowane tylko przy bezdymnem spalaniu. Tak jednak nie jest: nie ulega spaleniu pewna część węglika C_x, która daje straty w niedopałkach i pewna część wodoru H_x, która uchodzi w niedopalonych węglowodorach przy dymnem paleniu.

Zatem ścisły wzór objętości gazów spalinowych wypada:

$$S = \frac{1.867\ (C - C_x)}{CO_2 + CO} + \frac{9\,(H - H_x)\% + Aq\%}{80.8} \quad . . 2)$$

Na wartość niedopałków węglika C_x składają się:

n_p — niedopałki popielnikowe w zużlu — nietrudne do obliczenia
n_d — „ dymniczne — z leszu również łatwe do obliczenia
n_k — „ kominowe — w węglu lotnym: w iskrach, w porywanym przy silnym ciągu do komina zgaszonym pyle żaru, w surowym pyle węglowym i sadzach.

Razem: $n_d + n_k$ są to niedopałki unoszone, z których n_d pozostaje w dymnicy. Do nich dochodzi jeszcze węglik zawarty w niedopalonych węglowodorach przy dymnem spalaniu.

Niedopałki kominowe są zawsze nieznane. Przy niewielkich natężeniach rusztu one mogą być jeszcze bagatelizowane. Ale przy sztucznym ciągu naprz. na parowozach — prawie cały spadek sprawności kotła, wynoszący dla dąbrowskiego węgla 4% na każde 100 *kg* przyrostu natężenia (a więc 40% przy natężeniu 1000 kg/m^2 rusztu i godz.) należy odnieść na koszt wzrostu niedopałków kominowych. W tych warunkach możliwe do obliczenia straty w niedopałkach popielnikowych i dymnicznych są ilością drobną w porównaniu z ogromnemi a nieznanemi ilościami węgla lotnego, uchodzącego kominem przez oczka siatki iskrochronnej.

Niektórzy badacze kotłowni we wzorze objętości gazów odejmują od wartości C równoważnik znanych niedopałków popielnikowych i dymnicznych. Dla niewielkich natężeń może ta ścisłość jest wystarczającą. Przy wysokich jednak natężeniach na sztucznym ciągu poprawka taka jest zbyt drobną w porównaniu z wysokością potrzebnych poprawek.

Druga składowa wzoru dla S, dająca objętość pary wodnej, musi być również zmniejszona, o ile spalanie jest dymne. Wartość H_x jest również nieznana, o ile przy analizie gazów spalinowych nie jest określony procent wodoru, zawartego w niedopalonych węglowodorach.

Można więc narazie ustalić w postaci ogólnikowej.

1) rzeczywiste objętości spalin gazowych są mniejsze od objętości,

obliczanych według wzoru ustalonego,

2) zależnie od tego rzeczywiste straty w ciepliku odlotowym (kominowe) $m = Sct/K$ są też niższe od obliczanych,

3) rzeczywiste objętości spalin i rzeczywiste straty odlotowe są tem mniejsze od obliczanych, im wyższe są natężenia pracy kotła i im gorsze jest spalanie węglowodorów.

Straty w tlenku węgla oblicza się według znanego wzoru:

$$n_{co} = C \frac{CO}{CO_2 + CO} \frac{5600}{K} \quad . . . . . 3)$$

Wzór ten również byłby ścisłym, gdyby wszystek węglik, zawarty w węglu, został całkowicie spalony. Ponieważ zaś pewna niewiadoma narazie część tego węglika C_x uchodzi niespalona, zatem rzeczywista strata w tlenku węgla wynosi

$$n_{co} = (C - C_x) \frac{CO}{CO_2 + CO} \frac{5600}{K} \quad . . . 3a)$$

Niedopałki popielnikowe w żużlu i koksiku dają się obliczyć ściśle: jeżeli na kg węgla o wartości opałowej K wypada tych niedopałków z_p kg o przeciętnej ich wartości cieplnej K_p kal/kg, to strata w nich wynosi:

$$n_p = \frac{z_p \cdot K_p}{K}$$

Niedopałki dymniczne określa się analogicznie i również ściśle

$$n_d = \frac{z_d \, K_d}{K}$$

Po obliczeniu spółczynnika sprawności kotła η i powyższych poszczególnych strat $m + n_{co} + n_p + n_d$ oblicza się zwykle t. zw. „reszta“ — x z wiadomego równania:

$$\eta = 1 - (m + n_{co} + n_p + n_d + x)$$

skąd

$$x = 1 - (\eta + m + n_{co} + n_p + n_d)$$

Do tej „reszty“ wchodzą następujące niewiadome straty:

n_k — niedopałki kominowe
n_h — straty w niedopalonych węglowodorach
i — straty wypromieniowywania ciepła nazewnątrz, które w skróceniu nazwiemy stratami izolacyjnemi.

Po prawej stronie wzoru dla „reszty” ścisłe są wartości η, n_p i n_d, wartości zaś m i n_{co} są obliczane zbyt wysoko, zatem na „resztę“ pozostaje zbyt mało, t. zn. że „reszta“ jest szacowana o tyle za nisko, o ile wartości m i n_{co} są szacowane za wysoko.

Zatem suma wszystkich strat spalania $n = n_p + n_d + n_k + n_h + n_{co}$ jest w rzeczywistości wyższa od obliczanej według wzorów ustalonych a sprawność spalania

$$\eta_r = 1 - n \quad . . . . 4)$$

jest w rzeczywistości mniejsza od obliczanej dotąd i może być obliczona ściśle o tyle, o ile możemy ustalić ściśle wartość dwóch niewiadomych strat z „reszty“ $n_k + n_h$, do czego należy wyeliminować z niej wartość i % strat wypromieniowania ciepła nazewnątrz — strat izolacyjnych.

Jest to konieczne również dla ścisłego określenia sprawności przewodzenia wewnętrznego η_h, która oblicza się zwykle ze zbyt uproszczonego wzoru sprawności kotła:

$$\eta_r \times \eta_h = \eta$$

Jak wiadomo, efekt wszelkiego ogrzewania pomieszczeń zależy silnie od ucieczki ciepła nazewnątrz. Powyższy wzór jest ścisłym tylko dla kotłów absolutnie szczelnych dla ciepła pary. Ponieważ takich niema, to oprócz dwóch głównych kategoryj strat: spalania (n) i przewodzenia wewnętrznego (m) należy ustalić i obliczać trzecią kategorję strat: strat izolacyjnych (i).

Wtedy dla kotłów bez obmurowania:

$$\eta = 1 - n - m - i = \eta_r - m - i \quad . 4a)$$

a rzeczywista sprawność przewodzenia η_h może być określona z wzoru sprawności absolutnej ($\eta + i$):

$$\eta_r \, \eta_h = \eta + i = \eta_r - m$$

skąd

$$\eta_h = \frac{\eta + i}{\eta_r} = 1 - \frac{m}{\eta_r} \quad . . . . . 5)$$

Wobec tego, że licznik $\eta + i > \eta$, a mianownik η_r wypada w rzeczywistości mniejszy, staje się widocznem, że w rzeczywistości sprawność przewodnictwa wewnętrznego (η_h) jest wyższa od obliczanej według wzorów ustalonych.

Z powyższego wynika, że dla określenia sprawności spalania i przewodzenia należy obliczać wartość strat izolacyjnych „i”, przypadających na kg spalonego węgla.

Na parowozach i wogóle w kotłach nieobmurowanych jest to kwestja kilku prostych doświadczeń nad spadkiem ciśnienia w kotle na postoju bez ognia przy zakrytym szczelnie kominie, palenisku i uszczelnionych szwach kotła i wentylach. Przy znanej pojemności i cieple właściwem wody w kotle, pary i żelaza nietrudno obliczyć stratę ciepła naze-

wnątrz na godzinę (Q_i), a z niej przy spalaniu na godzinę B kg węgla o wartości opałowej K na ruszcie o powierzchni R m^2 obliczać każdorazowo wartość strat izolacyjnych:

$$i = \frac{Q_i}{KB} = \frac{Q_i}{RKb} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 6)$$

Trudniejsze jest ustalenie wartości „i" w kotłach obmurowanych, gdzie straty wypromieniowywania są stratami częściowo w cieple pary a częściowo w cieple gazów spalinowych, uchodzącem przez obmurowanie.

Przy wysokich natężeniach pracy kotła t. j. przy wysokich wartościach Kb w powyższym wzorze wobec stałej dla każdego kotła wartości Q_i/R straty te są znikome w porównaniu do strat w węgliku lotnym a zwłaszcza do strat spalania C_x. Zato przy bardzo małych natężeniach rusztu (Kb) wobec stałej wartości Q_i/R we wzorze 6 — wysokość procentowa strat izolacyjnych przekracza wszelkie inne straty spalania i przewodzenia wewnętrznego (patrz rys. 1) i objaśnia rozchód węgla na jałowe spalanie przy trzymaniu kotła na pogotowiu, kiedy sprawność jego jest zero.

Przy wiadomej sprawności spalania η^r staje się wiadomą ilość ciepła, wywiązującego się przy spalaniu 1 kg węgla o wartości opałowej K *kal/kg*. Ta ilość wynosi η_r K *kal/kg* i mieści się w objętości S m^3/kg według równania $\eta_r K = ScT$. Stąd łatwo określić ścisłą zawartość cieplikową spalania przy niewiadomych: temperaturze spalania T i cieple właściwem gazów c

$$cT = \frac{\eta_r K}{S} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 7)$$

a z niej wyprowadzić prawa przewodzenia.

Konieczne poprawki do ścisłego obliczania strat kotłowych można robić według trzech schematów, dostosowanych do trzech możliwości:

1) kiedy straty w węglowodorach są niewiadome
2) „ „ „ „ wiadome
3) „ strat tych niema, czy to dlatego, że analiza gazów ich nie wykazała, czy też dlatego, że spalanie było bezdymne, a zatem strat tych być nie mogło.

(d. c. n.)

A. WICIEJEWSKI, inż.

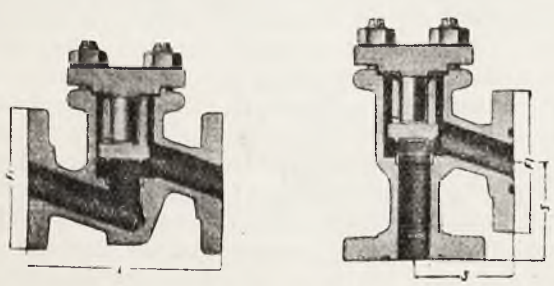
OSPRZĘT I DODATKOWE URZĄDZENIA W NOWOCZESNYCH INSTALACJACH KOTŁOWYCH.

(por. *Technika Cieplna*, 1935, 64)

C. Zawory zwrotne.

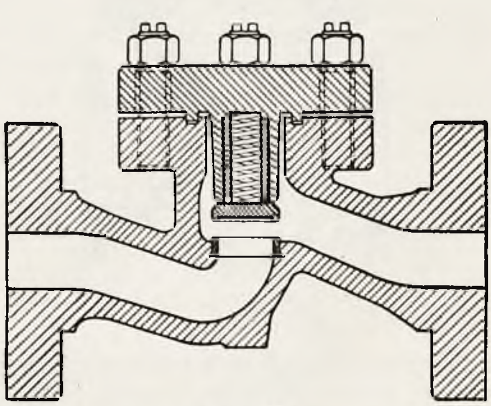
W konstrukcjach zaworów zwrotnych dostosowanych do nowoczesnych wymagań, zwrócono specjalną uwagę na prowadzenie grzybka, łagodne jego osiadanie na siedlisko oraz na właściwy dobór materjału na grzybek, siedlisko i korpus zaworu.

Jako materjał na grzybki i siedliska zaworów używana jest stal kuta lub stal niklowa, czyli materjał odporny na pękanie i chemiczne działanie wody zasilającej. Korpusy zaworów wykonywane są coraz rzadziej z żelaza lanego, a przeważnie z lanej stali, której używa się również dla najwyższych ciśnień. Korpusy mniejszych zaworów robi się kute, rys. 14, są one co prawda droższe, jednak ze względu na ich trwałość znajdują zastosowanie w kotłowniach o ciągłym ruchu.



Rys. 14

Prowadzenie grzybka zapomocą stosunkowo cienkiego sworznia wkręconego na gwint w pokrywę, stosowane dawniej, bywało przyczyną zacinania i szybkiego zużywania się zaworu. Obecnie stosuje się prowadzenie o dużej średnicy rys. 15, odlane wraz z pokrywą,

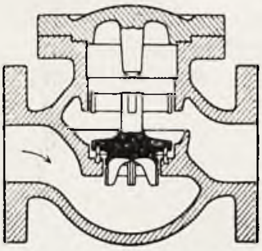


Rys. 15

całe obrobione i dokładnie centrowane. Duża powierzchnia prowadzenia grzybka zapewnia minimalne zużycie i niezawodną pracę zawo-

ru; duża przestrzeń wolna w środku grzybka jest wykorzystana na tłumienie uderzeń o siedlisko. Woda znajdująca się w środku grzybka przedostaje się tylko przez mały otworek w szyjce i hamuje jego ruch. Sprężyna odporna na rdzewienie i działanie temperatury wzmacnia hamowanie podczas podnoszenia grzybka.

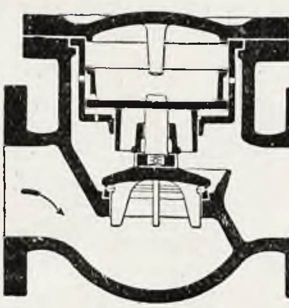
Inny sposób, który również zapobiega silnym uderzeniom grzybka, jakie występują zwłaszcza w zaworach przy pompach tłokowych, podaje konstrukcja przedstawiona na rys. 16.



Rys. 16

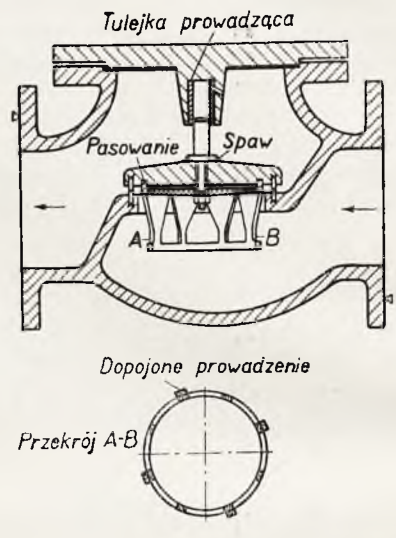
Dokoła siedliska w korpusie zaworu, wykonane jest wydrążenie, które z grzybkiem rozszerzonym poza siedlisko, tworzy wolną przestrzeń pierścieniową. Podczas osiadania grzybka, woda w tej przestrzeni nie może szybko wypływać i przez to hamuje osiadanie. Rozszerzenie grzybka poza siedliskiem pozwala na wyższe jego podnoszenie w porównaniu do zwykłych wykonań. W konstrukcji tej zwraca również uwagę dobre prowadzenie grzybka u góry, które skutecznie zapobiega zacinaniu się wskutek bocznych nacisków przepływającej wody.

Parowe zawory zwrotne muszą mieć silniejsze hamowanie grzybka niż zawory dla wody. Konstrukcja zaworu zwrotnego, dla pary, przedstawiona na rys. 17 z głęboko umieszczonem siedliskiem i tłokiem hamującym, jest stosowana dla większych średnic przewodów. Tego rodzaju zawory nadają się szczególnie do połączeń kotłów pracujących z różnemi ciśnieniami, oraz dla cieplarek. Głęboko umieszczone siedlisko dobrze prowadzi strumień pary i zabezpiecza grzybek przed bocznemi ciśnieniami. Grzybek u góry prowadzony jest na czopie tłoka hamującego, który porusza się swobodnie w cylindrze. Otwarcie zaworu następuje powoli, do przestrzeni hamującej, pod tłokiem, jest zasysana para przez małe otworki w cylindrze. Podczas zamykania, grzybek jest hamowany przez stożkowy strumień wypływającej pary oraz sprężanie jej pod tłokiem, skąd para uchodzi otworkami.



Rys 17

W zwykłych zaworach zwrotnych uderzenie grzybka o siedlisko podczas pracy, powoduje często szybkie zużywanie się pierścieni uszczelniających oraz prowadzenie grzybka, tak że zawór przestaje spełniać swoje zadanie. Zwłaszcza w przewodach parowych często już po kilkutygodniowej pracy, zawór jest zniszczony. Na rys. 18 podany jest



Rys. 18

sposób poprawienia konstrukcji zwykłego zaworu zwrotnego, który skutecznie zapobiega zużywaniu się zaworu. W górnem prowadzeniu grzybka dana jest tulejka, a dolne prowadzenie zastąpiono otwartym cylindrem z trójkątnemi otworami na obwodzie. Cylinder ten jest centrowany w grzybku i ześrubowany z trzpieniem. Na zewnętrznym obwodzie cylindra, między trójkątnemi wycięciami, są przypojone cztery prowadzące płaskowniki. Skok grzybka w tego rodzaju konstrukcji jest zależny od ilości przepływającej wody wzg. pary, a wolny przekrój przepływu powiększa się ze wzrostem skoku. W normalnych zaworach zwrotnych można dokładnie stwierdzić, że cały skok nie jest wykorzystany, nawet dla większych ilości przepływu. Trójkątne wycięcia mogą mieć różne kąty, muszą być jednak dostosowane do ilości przepływu i zapobiegają całkowicie uderzeniom oraz zużywaniu się zaworu. Skok zwykłego zaworu zwrotnego pozwala zawsze na umieszczenie takiego cylindra prowadzącego i jak w praktyce stwierdzono, poprawione

w ten sposób zawory pracowały przez cztery lata bez znaczniejszego zużycia.

Zasilający zawór zwrotny, w wypadku braku miejsca, łączy się nieraz we wspólnym korpusie z zaworem zamykającym, który zgodnie z przepisami winien znajdować się między kotłem, a zaworem zwrotnym. Dla większych średnic występują trudności przy obróbce takiego wspólnego korpusu i tego rodzaju kon strukcja nie jest stosowana.

D. Zawory i zasuwy zamykające.

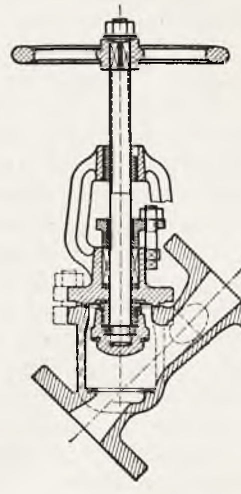
Każda instalacja kotłowa wymaga znacznej ilości urządzeń zamykających przepływy wody wzg. pary. Jako urządzenia zamykające stosowane są zawory i zasuwy różnych konstrukcyj.

Zawory zamykające dla wody nie będą tutaj omawiane; konstrukcje ich, w nowoczesnych instalacjach kotłowych nie odbiegają znacznie od dawniej stosowanych, a więc są dobrze znane.

Niezawodność pracy, zarówno zaworów, jak i zasuw, podniesiono znacznie przez zwrócenie bacznej uwagi na dobór materjałów. Jak już zaznaczono, na korpury urządzeń zamykających obok wysokowartościowej stali lanej używana jest stal zlewna. Tylko korpusy dla pary o ciśnieniu do 12 *atn* i temperatury do 350°C, wykonywane są z żelaza lanego. Mniejsze korpusy aż do ok. 50 *mm* średnicy są kute seryjnie na prasach, większe i pojedyńcze wykonania — kute ręcznie.

Dla kotłów wysokiego ciśnienia, wolne przekroje przepływu, mogą być znacznie mniejsze niż dla niższych ciśnień, gdyż ciężar właściwy pary wzrasta ze wzrostem ciśnienia. Wykorzystując tę własność pary wysokiego ciśnienia, osiąga się jeszcze większe zmniejszenie kosztów zakładowych i strat cieplnych, stosując większe szybkości przepływu. Okazało się przytem, że dawne konstrukcje zaworów przez odchylenie kierunku strumienia pary i wiry wywołane martwemi przestrzeniami, stawiały duży opór przepływu. Dlatego w rozwoju budowy zaworów starano się osiągnąć coraz to łagodniejszy przepływ strumienia pary, przez odpowiedni kształt korpusu i położenie trzpienia. Na rys. 19 przedstawiono kolejno coraz łagodniejsze zmiany kierunku strumienia przepływu w różnych konstrukcjach zaworów. Opór przepływu zmierzony dla poszczególnych wykonań wynosi odpowiednio: $\rho = 3{,}9$; 3,4; 2,7; 2,5; 0,6.

Nowsze zawory o b. małym oporze przepływu, rys. 20, posiadają trzpień ustawiony

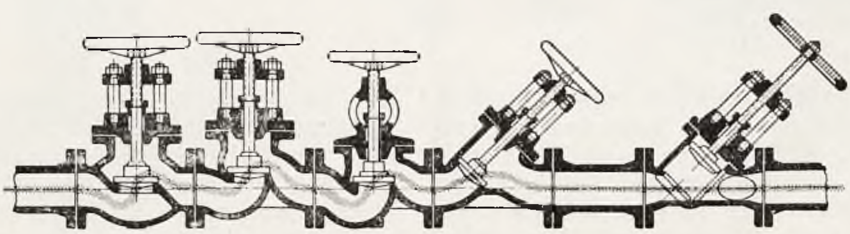


Rys. 20

skośnie względem kierunku strumienia pary i przy otwartym zaworze, grzybek jest prawie całkowicie chroniony przed działaniem strumienia. Przekrój zaworu przed i za siedliskiem ma kształt elipsy, a przez skośne położenie siedliska, jego kształt jest kołowy.

Mimo znacznego nawet zmniejszenia oporu przepływu w nowoczesnych zaworach, badania przeprowadzone ustaliły, że zawory dają jeszcze znaczne opory przepływu w porównaniu z zasuwami. Tak np. dla średnicy 300 *mm* zawór posiada średnio 50 razy większy opór przepływu niż zasuwa tej samej średnicy. W zasuwie prawidłowej konstrukcji 175 *mm* średnicy dla 60 *atn* i 450°C temperatury pary, oraz szybkości przepływu 60 *m/s*, strata ciśnienia wynosiła 0,082 kg/cm^2, podczas gdy w normalnym zaworze tej samej wielkości — 1,8 kg/cm^2. Ponieważ instalacja kotłowa ma kilka, jeżeli nie kilkanaście urządzeń zamykających, ustawienie zasuw zmniejsza znacznie straty ciśnienia.

Dla wyższych ciśnień, stosowanie zaworów parowych ogranicza się do mniejszych średnic przewodów (ok. 80 *mm* średnicy), a dla większych przewodów używane są prawie wyłącznie zasuwy, w których para przepływa niemal całkowicie bez dławienia.

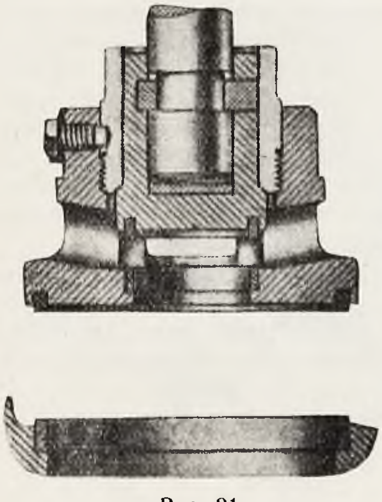


Rys. 19

Większe zawory parowe, w których para doprowadzona jest pod grzybek, nawet dla niższych ciśnień wymagają do osiągnięcia szczelności znacznej już siły na trzpień zaworu, a opór jaki trzeba przezwyciężyć przy zamykaniu — proporcjonalny do średnicy i ciśnienia — wypada zbyt duży. Taki sam opór trzeba przezwyciężyć i w tym wypadku, jeżeli para działa na grzybek z góry. Wtedy jednak można zmniejszyć ten opór, wyrównując ciśnienia po obu stronach grzybka zapomocą małych zaworów odciążających. Zawory te służą również do podgrzewania przewodów, co ma duże znaczenie w usuwaniu skroplin.

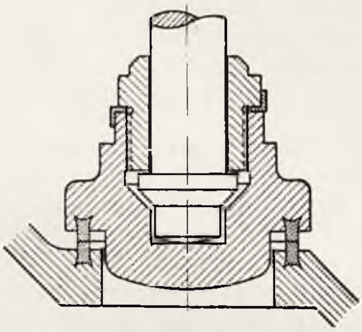
Zawory odciążające zwiększają ilość powierzchni uszczelniających, a co gorsze zwiększają okres czasu potrzebny do otwarcia wzgl. zamknięcia zaworu. Zwykle są one ustawiane na przewodzie omijającym zawór zasadniczy i związane z trzpieniem, aby ich otwieranie nie mogło być przeoczone. Połączenie ich z korpusem dużego zaworu uskutecznione jest albo bezpośrednio śrubami, albo zapomocą rury kątowej ze stali lanej lub rury stalowej bez szwu. Doświadczenia ruchowe wykazały, że bardziej celowe jest połączenie zapomogą rur bez szwów, które, zwłaszcza dla pary wysoko przegrzanej, dla lepszego kompensowania deformacji cieplnych korpusu, powinny być możliwie długie.

Zawory odciążające wzgl. podgrzewające, celem uproszczenia konstrukcji, umieszczane są nieraz wewnątrz korpusu zaworu (wzgl. zasuwy), zmniejszając w ten sposób ilość powierzchni uszczelnianych oraz upraszczając obsługę zaworu. Taką konstrukcję przedstawia rys. 21 (stosowaną w większych zaworach typu wskazanego na rys. 28). Grzybek jest przewiercony i posiada mały zawór związany z trzpieniem. Podczas otwierania najpierw jest podnoszony zawór odciążający, a następnie dopiero grzybek zaworu głównego.



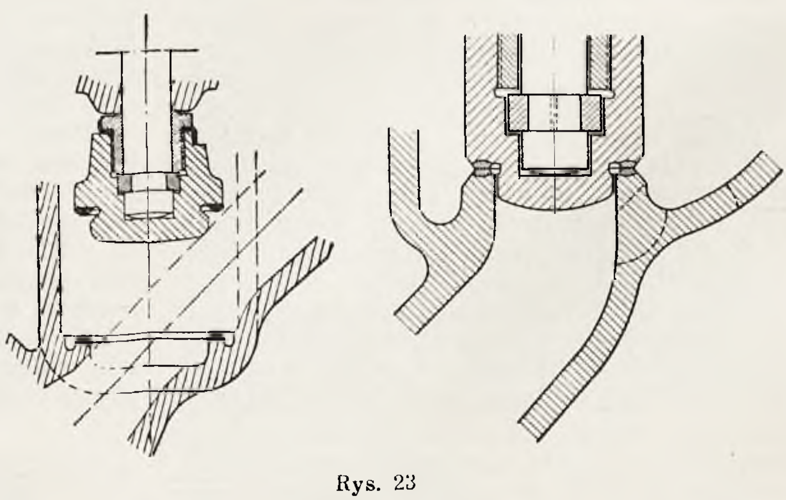
Rys. 21

Duże znaczenie dla niezawodnej pracy zaworów ma prawidłowe zamocowanie pierścieni uszczelniających w korpusie i w grzybku. Pierścienie te dla mniejszych wymiarów wykonywane są z czystego niklu, stopów niklowych, metalu monela lub nierdzewiejącej stali; dla większych zaworów — ze stali specjalnych o spółczynniku wydłużenia możliwie takim samym, jaki posiada materjał korpusu. Pierścienie uszczelniające najczęściej są wbijane w klinowe rowki korpusu i zabezpieczone przed wypadaniem, stożkowem pochyleniem tych rowków lub przez kształt jaskółczego ogona, rys. 22.



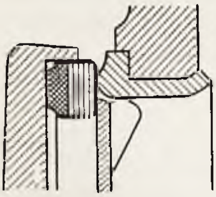
Rys. 22

Tego rodzaju wykonanie, w praktyce okazało się jednak niezbyt dobre, ponieważ zamiana pierścieni jest trudna, a co ważniejsze silnie wbite pierścienie, nawet mniejszych wymiarów, często rozsadzają siedliska i zawór staje się nieszczelny. Dlatego stosowane są również inne zamocowania pierścieni uszczelniających np. wskazane na rys. 23, gdzie siedlisko ze specjalnego stopu, dopojone jest do występu w korpusie zaworu i do grzybka.



Rys. 23

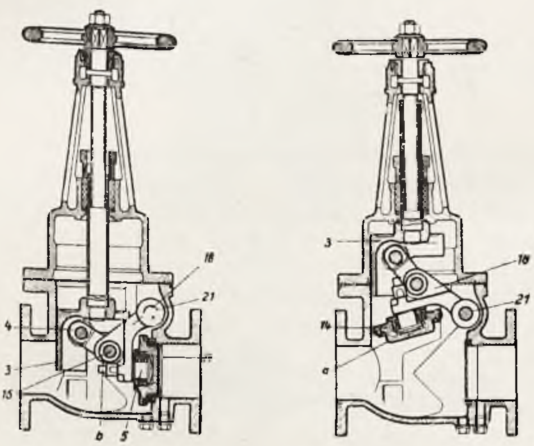
Rys. 24 podaje konstrukcję pierścieni uszczelniających stosowaną ostatnio, w której szczelność zamknięcia osiąga się przez elastyczny pierścień. Składa się on z osłony z blachy niklowej obejmującej wkładki elastyczne i prócz tego, wyżej jest jeszcze pierścień uszczelniający przymocowany do grzybka zaworu.



Rys. 24

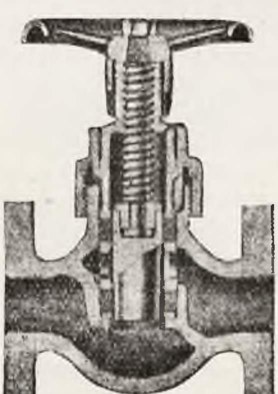
Duża jest ilość różnych konstrukcyj zaworów. Ponieważ stosowanie ich zasadniczo ogranicza się do przewodów o stosunkowo małych średnicach, omówione zostaną poniżej tylko konstrukcje nowsze oraz przez odciążenie grzybka pozwalające na używanie ich dla większych średnic.

Dość rozpowszechnioną jest konstrukcja zaworu, wskazana na rys. 25. Tego rodzaju zawory budowane są również o dużych średnicach (ok. 400 *mm*) i stosowane do ciśnień 20 *atn* i 400° C temperatury pary. Przepływ w nich jest bez zmiany kierunku strumienia, posiadają więc mały opór przepływu. Grzybek *14* ma stożkowe prowadzenie *a* i odchylany jest od siedliska dźwignią *18* dokoła sworznia *21*. Podnoszenie prowadnicy *3* w korpusie, powoduje ruch grzybka, a sworzeń *5* łączy go z dźwignią *18*. Przedłużenie *b* tego sworznia, służy do założenia klucza, którym można docierać grzybek w siedlisku.



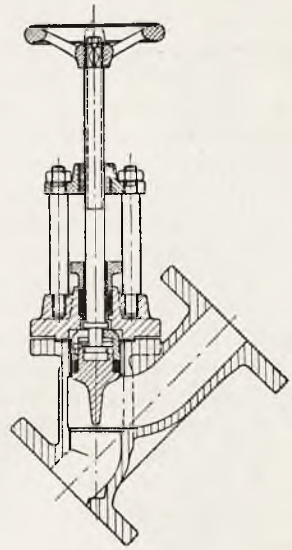
Rys. 25

W ostatnich czasach zaczął rozpowszechniać się typ zaworu tłoczkowego, którego jedna z konstrukcji dla małych średnic przedstawiona jest na rys. 26. Odpadają w nim siedliska, a więc i potrzeba docierania grzybka. Swobodne rozszerzanie się tłoczka jest zapewnione, a szczelność podczas praay można poprawić dokręcaniem dławnicy.



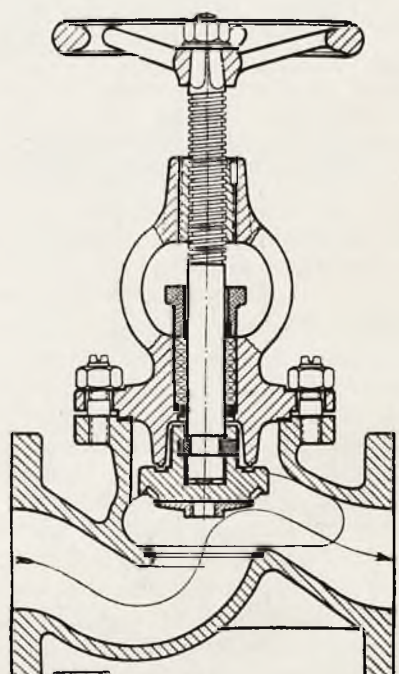
Rys. 26

Inne wykonanie zaworu tłoczkowego wskazuje rys. 27, którego zaleta polega na szczelnem zamknięciu przez łatwą wymianę pierścienia tłokowego. Stożkowe zakończenie tłoczka wyrównywuje wolny przekrój przypływu we wszystkich miejscach korpusu, przez co unika się zmiany strumienia przepływu.



Rys. 27

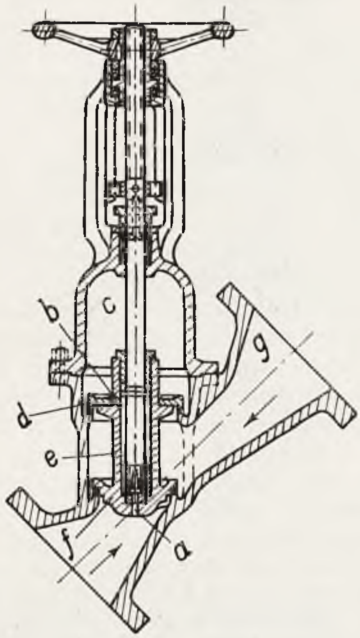
Z odciążeniem, budowane są zawory dla większych średnic wskazane na rys. 28, a konstrukcja urządzenia odciążającego była już podana (rys. 21). Tego rodzaju zawory stoso-



Rys. 28

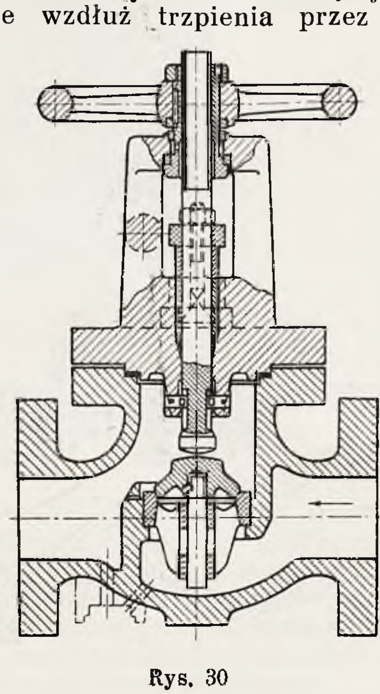
sowane są do wyższych ciśnień i do 500° C przegrzania pary.

Przykładem zaworu z odciążeniem o dwuch grzybkach, dla większych przewodów, jest zawór podany na rys. 29. Para może dopływać



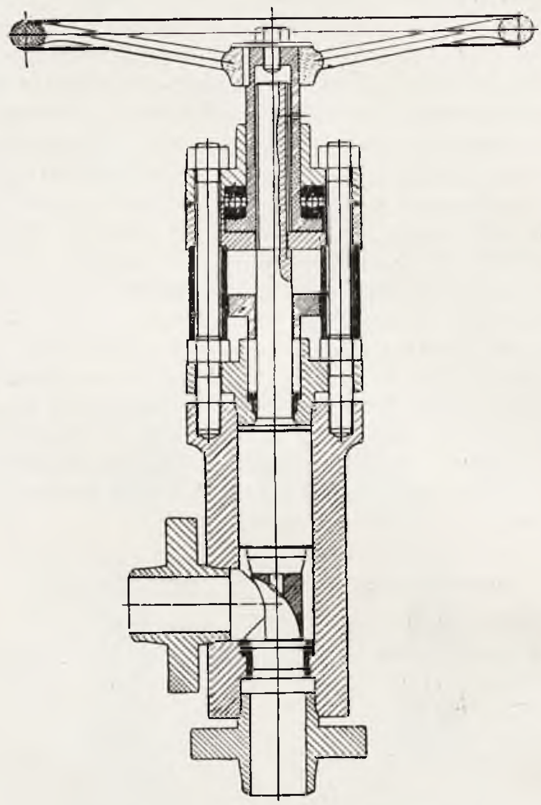
Rys. 29
a — zawór odciążający
b — otworki dla przepływu pary
d — grzybek górny
f — grzybek dolny

zarówno z jednej, jak z drugiej strony zaworu. Jeżeli dopływ pary jest pod dolny grzybek, to otwiera się zaworek odciążający i para płynie wzdłuż trzpienia przez otworki

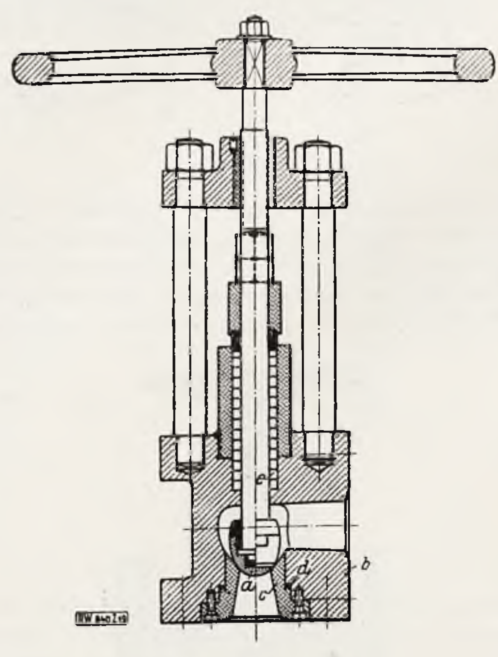


Rys. 30

w górnym grzybku i następuje wyrównanie ciśnienia. Dla skompensowania wydłużeń termicznych, górny grzybek jest ukształtowany elastycznie, a zamyka go ciśnienie w przestrzeni *c*. W wypadku gdy para dopływa nad



Rys. 31



Rys. 32

a — grzybek
b — korpus zaworu
c — siedlisko grzybka
d — uszczelnienie labiryntowe
e — uszczelnienie metalowe

dolny grzybek, dostaje się ona między elastyczny grzybek górny do przestrzeni c i również jest wyrównane ciśnienie Przez odciążenie zawory te mogą być stosowane dla większych średnic, jednak trudne jest dobre dopasowanie dwuch płaszczyzn uszczelniających.

W budowie zaworów szczególnie ważne jest, aby trzpień był dobrze prowadzony i dobrze centrowany w stosunku do płaszczyzn uszczelniających grzybek i siedlisko korpusu. W przeciwnym wypadku zawór będzie nieszczelny, wskutek sztywnego zamocowania grzybka na trzpieniu Dlatego niektóre fabryki budują grzybek oddzielnie, t.j. nie związany zupełnie z trzpieniem, jak to wskazuje rys 30.

Na rys. 31 podany jest zawór parowy dla kotła Löfflera na ciśnienie 130 *atn* i 500°C temperatury, w którym para dopływa pod grzybek w kierunku jego podnoszenia. Aby uniknąć wirów w korpusie zaworu, strumień pary jest prowadzony przez kulistą część przymocowaną pod grzybkiem. Zwraca uwagę dobre prowadzenie grzybka oraz uszczelnienie kołnierzy przewodów, które, jak normalnie w połączeniach kotła Löfflera, jest uskutecznione tylko przez dociśnięcie stożkowych powierzchni, bez stosowania dodatkowych uszczelek.

Na rys. 32 podany jest zawór parowy dla kotła Bensona na ciśnienie 224 *atn.* Siedlisko grzybka jest wstawione w korpus i dociskane kołnierzem przewodu przez metalową soczewkę uszczelniającą. Śruby przytrzymujące siedlisko służą tylko do montażu. Korpus zaworu jest wykonany z wysokowartościowej stali zlewnej, trzpień zaworu, grzybek i siedlisko ze stali szlachetnych, a uszczelnienie trzpienia jest metalowe. Zawory pracują bez zarzutu, aż do ciśnień 250 *atn* i 450°C temperatury pary.

K. WĘCŁAWSKI, inż.

PIERWSZA POMOC W WYPADKACH DŹWIGOWYCH

Zagadnienie bezpieczeństwa ludzi w mieście, wobec ogromnego postępu mechanizacji urządzeń do lokomocji, jest stale aktualne i nie ma swojej granicy rozwoju. Szereg przepisów, normujących czy to ruch uliczny czy też budowę najrozmaitszych urządzeń mechanicznych, nie wyczerpują bynajmniej wszystkich tych środków jakiemi rozporządza dzisiaj zarząd miasta, by obywatel mógł spokojnie i bezpiecznie korzystać z wielu udogodnień, uznanych za nieodzowne w codziennem życiu.

Wśród tych urządzeń jedno z pierwszych miejsc zajmują dźwigi t. zw. windy.

Jakkolwiek urządzenia dźwigowe są mechanizmami prostemi, jednak w pewnych przypadkach mogą stać się przyczyną nawet śmiertelnego wypadku.

Nad bezpieczeństwem instalacyj dźwigowych, jeśli chodzi o m. st. Warszawę, czuwa specjalna instytucja, powołana przez Zarząd Miejski m. st. Warszawy, Dozór Dźwigów, jeden z wydziałów Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie, poza tem każdy dźwig posiada swego konserwatora t. j. montera lub firmę, który dogląda sprawnego działania mechanizmów dźwigu. Pomimo jednak przedsięwziętych środków ostrożności, przy takiej ilości dźwigów jak w Warszawie (Stan na 1 stycznia 1936 r. — 1414 szt.) zawsze należy liczyć się z możliwością wypadku czy to z powodu własnej nieostrożności pasażera, w większości wypadków, czy też uszkodzenia której z części mechanizmu dźwigu.

Na bezpieczeństwo jazdy dźwigiem, podniesiono dziś znacznie dzięki wprowadzeniu stałego dozoru urządzeń dźwigowych, mają pośrednio znaczny wpływ odpowiednie przepisy budowy i ruchu dźwigów.

Obecne przepisy są niekompletne i przestarzałe, dlatego też został opracowany projekt nowych przepisów, w których szczegółowo ujęto sprawę budowy i konserwacji urządzeń dźwigowych.

Chwilowo, szereg urządzeń dźwigowych, znajdując się w rękach zupełnie nieodpowiednich konserwatorów, pracuje ze znacznie mniejszym stopniem bezpieczeństwa.

Licząc się z możliwością wypadków chcę tu poruszyć sprawę niemniej ważną niż konserwacja — sprawę szybkiej pomocy w wypadkach dźwigowych.

Obecnie wrazie wypadku dźwigowego zjeżdża służba bezpieczeństwa, pogotowie, często straż pożarna a wreszcie konserwator, lecz ten najrzadziej. W rezultacie najczęściej straż ogniowa pierwsza przystępuje do ratunku.

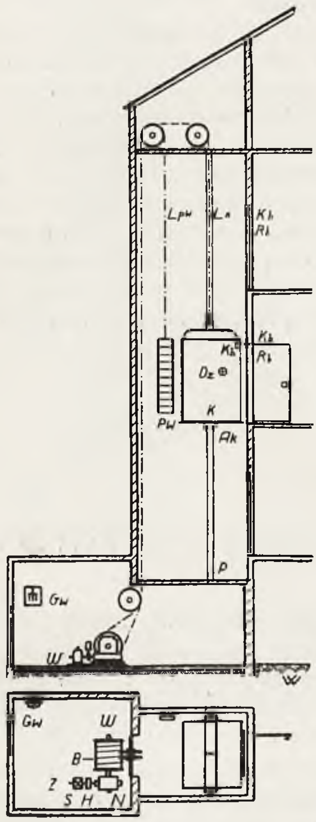
I tu zachodzi pytanie, czy ratowanie odbywa się z dokładnem zdawaniem sobie sprawy z celowości i bezpieczeństwa wykonywanych prac czy też na ślepo.

Otóż trudno jest wymagać by strażak znał się na urządzeniach dźwigowych, z drugiej jednak strony, aby pomoc była szybka i nie wywołała nowych wypadków lub zbędnego uszkodzenia urządzeń dźwigu

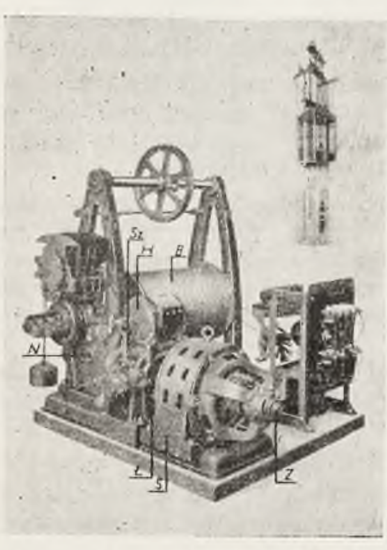
potrzebna jest znajomość zasadniczych części mechanizmu dźwigu.

Niżej zostanie podany zarys tego co winien wiedzieć ratownik, mający do czynienia z dźwigiem.

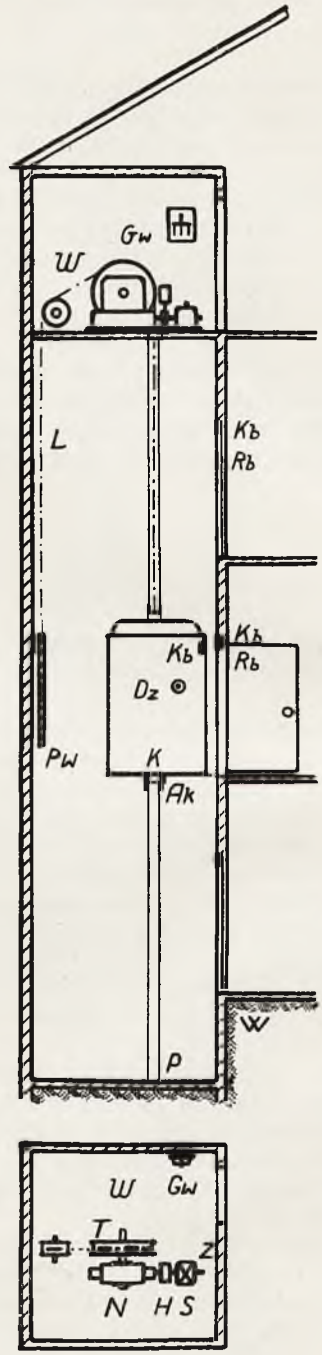
Urządzenie dźwigowe, rys. 1 i 2, składa się z wciągarki *W*, umieszczonej w maszynowni w piwnicy lub na strychu, oraz kabiny *K*, poruszającej się wzdłuż prowadnic *P* w szybie.



Rys. 1.
Dźwig elektryczny z maszynownią na dole.
Wciągarka bębnowa.



Rys. 3.
Wciągarka bębnowa.

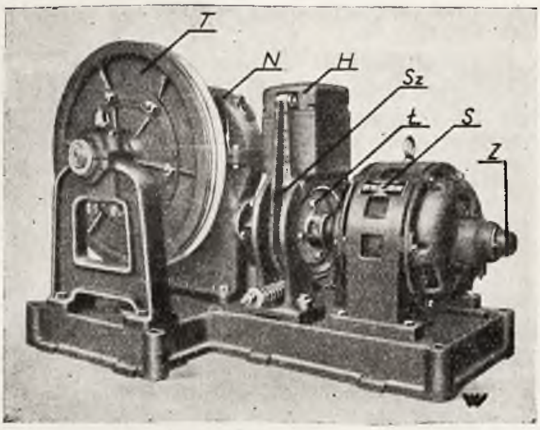


Rys. 2.
Dźwig elektryczny z maszynownią na górze.
Wciągarka cierna.

Wciągarki, aczkolwiek mogą mieć różne rozmieszczenie mechanizmów, jednak zawsze zawierają te same części składowe, rys. 3 i 4.

Dźwigarka bębnowa oprócz lin kabiny (2 szt.) L_k, posiada jeszcze liny przeciwwagi L_{pw}, służącej do zrównoważenia ciężaru kabiny i częściowo podnoszonego ciężaru, pod-

czas gdy u wciągarki ciernej, rys. 2, kabina i przeciwwaga wiszą na tych samych linach L.



Rys. 4.
Wciągarka cierna.

S — silnik, N — przekładnia,
$Ł$ — sprzęgło, B — bęben linowy,
H — hamulec, T — tarcza linowa.

Uruchamianie dźwigu czyli t. zw. sterowanie może odbywać się albo wewnątrz albo nazewnątrz kabiny i może być:

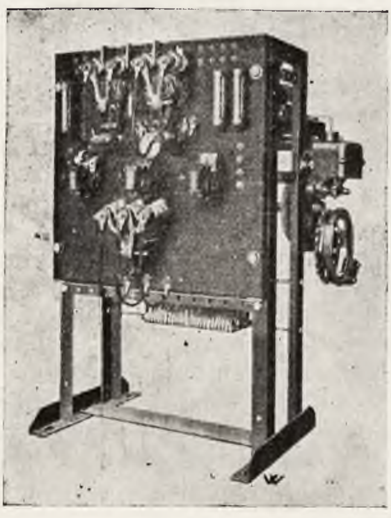
A. Mechaniczne: 1. linkowe, 2. korbkowe,

przy pomocy linki sterowej.

B. Elektryczne: 1. korbkowe, 2. przyciskowe,

przy pomocy przekaźników elektromagnetycznych.

Działanie steru jest we wszystkich przypadkach podobne, aczkolwiek, w zależności od rodzaju steru, różne wchodzą w grę aparaty.



Rys. 5.
Aparatura sterowa.

Cała aparatura sterowa znajduje się przy wciągarce, najczęściej na specjalnej tablicy lub żelaznej konstrukcji.

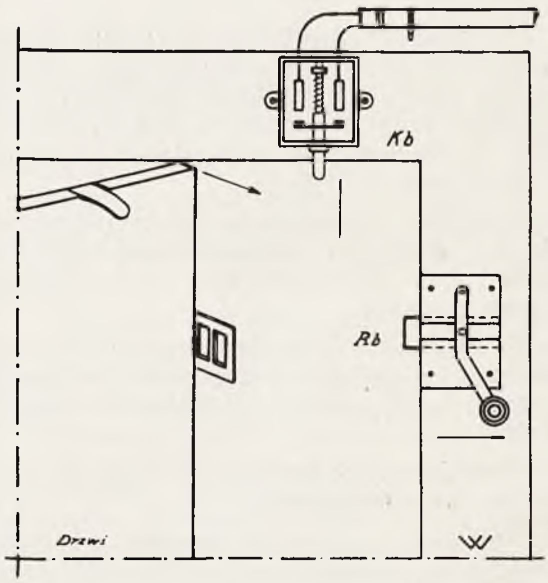
Zadaniem steru jest:

a. zluzowanie hamulca H, mechanicznie lub elektrycznie,
b. uruchomienie silnika S,
c. doprowadzenie kabiny do żądanego piętra i zatrzymanie wciągarki.

Urządzenie dźwigu osobowego w normalnem wykonaniu powinno posiadać następujące aparaty bezpieczeństwa, (rys. 1 i 2):

1. Kontakty bezpieczeństwa K_b, rys. 6 i 7.
2. Rygle bezpieczeństwa R_b, rys. 6.
3. Aparat chwytaczy (klinów, pazurów) A_k.
4. Dzwonek alarmowy, D_z,
5. Kontakt przeciwzwisowy lin lub chwytaczy.
6. Krańcowe wyłączniki prądu.

Zadania tych aparatów są następujące:



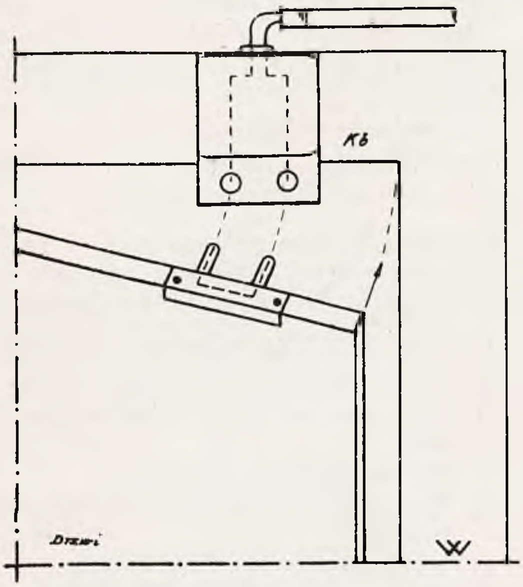
Rys. 6.
Rozmieszczenie kontaktu bezpieczeństwa zwykłego K_b oraz rygla bezpieczeństwa R_b na futrynie drzwi szybowych. Drzwi posiadają odbój kontaktu bezpieczeństwa i zaczep rygla. Strzałki wskazują kierunek ruchu poszczególnych części aparatów.

1. Kontakty bezpieczeństwa K_b, umocowane na futrynach drzwi szybowych i kabinowych, uniemożliwiają ruszenie dźwigu przy otwartych drzwiach szybu lub kabiny.

Zacięcie się kontaktu bezpieczeństwa jest najgroźniejszym wypadkiem

2 Rygle bezpieczeństwa R_b, umocowane na futrynach drzwi szybowych, uniemożliwiają otworzenie drzwi szybu, gdy naprze-

ciwko nich niema kabiny. Zacięcie się rygla powoduje wypadek wpadnięcia do szybu.



Rys. 7.
Kontakt bezpieczeństwa przymusowy K_b.

3. Aparat chwytaczy A_k służy do zatrzymywania kabiny w prowadnicach P, gdy szybkość jazdy kabiny wdół przekroczy dopuszczalną granicę. Może to zajść przy zerwaniu się lin nośnych, uszkodzeniu hamulca lub przekładni wciągarki.

4. Dzwonek alarmowy (przycisk w kabinie D_z) służy do zawiadomienia osób, będących poza kabiną, iż ktoś jest w kabinie i wzywa pomocy.

5. Kontakt przeciwzwisowy lin lub chwytaczy służy do zatrzymania wciągarki w chwili gdy nastąpi obluzowanie się lin nośnych.

Jest on zainstalowany na albo pod kabiną lub przy wciągarce.

Śpieszący z pomocą powinni z zasady przestrzegać następującej kolejności czynności.

1. Wyłączyć prąd, przez otworzenie głównego wyłącznika prądowego G_w, znajdującego się albo w maszynowni, rys. 1, albo na klatce schodowej lub w piwnicy, rys. 2. Ta czynność musi być bezwzględnie przedewszystkiem wykonana.

2. Zorjentować się jakiego rodzaju ma miejsce wypadek. Mogą tu zajść przedewszystkiem:
   a) zatrzymanie się kabiny w szybie wskutek odmowy działania części elektrycznej dźwigu,
   b) zatrzymanie się kabiny na chwytaczach,
   c) wpadnięcie człowieka do szybu,
   d) przyciśnięcie człowieka kabiną w drzwiach.

3) Przesunąć kabinę wgórę lub wdół w zależności od potrzeby w danej chwili. Należy to wykonać w sposób następujący:
   a) założyć na koniec wałka silnika ew. przekładni ślimakowej Z ręczne kółko, korbę, a jeśli takiego końca niema to posiłkować się drążkiem, mocując go do tarczy sprzęgła i trzymając mocno by dźwig nie ruszył.
   b) zluzować hamulec H przez odciągnięcie mechanizmu hamulcowego S_z, pilnując by dźwigarka nie ruszyła i nie rozbiegała się.
   c) obracać wałek silnika (kółkiem, drążkiem) w kierunku, jakiego wymaga w danej chwili przesunięcie kabiny. Tu należy uważać by przez nieuwagę nie poruszyć kabiny w stronę pogarszającą położenie.

W przypadku zatrzymania się kabiny w szybie wskutek odmowy działania części elektrycznej dźwigu lub zatrzymania się kabiny na chwytaczach, należy podciągnąć kabinę, w sposób wyżej opisany, do najbliższego piętra i tu pasażera wysadzić z kabiny.

Wyłączenie prądu wyłącznikiem G_w oraz umiejętne operowanie hamulcem H i kółkiem ręcznem Z (korbką, drążkiem) powinny w większości wypadków wystarczyć do udzielenia pomocy.

W wypadkach wyjątkowo ciężkich, jak zerwanie się lin kabiny lub zacięcie chwytaczy, należy odryglować najbliższe górne drzwi szybu i wydostać człowieka przez dach kabiny, pamiętając jednak, iż zakleszczona kabina w szybie, wskutek wstrząsów może obsunąć się wdół. Należy zawsze mieć na uwadze, co często jest karygodnie przeoczane, że wyrąbanie części drzwi szybu, często pozostawia zabezpieczenie elektryczne tych drzwi (kontakty bezpieczeństwa) w stanie jak dla jazdy kabiny, co ze swej strony przy nie wyłączeniu prądu może wywołać nowy wypadek.

Wobec niemożności przytoczenia i rozważenia wszystkich szczegółów, dotyczących omawianego tematu, zostały podane najelementarniejsze uwagi o dźwigach i sposobach postępowania z niemi w razie wypadku. Nie wyczerpuje to tematu, może jednak skłonić do zainteresowania się powyższą sprawą, a nawet do zorganizowania przeszkolenia tych, którzy, pełniąc służbę przedewszystkiem w straży pożarnej, mogliby mieć częściej z dźwigami do czynienia.

Z CODZIENNEJ PRAKTYKI.

Jeszcze jeden wypadek z naczyniem pracującem pod ciśnieniem pary.

Wypadek zdarzył się w dniu 28 października ub. r., około godziny 14^{00}, w jednej z Warszawskich fabryk czekolady, wyrabiającej również t. zw. „chałwę“, i zaszedł z naczyniem służącem do prażenia siemienia, z którego właśnie wyrabiana jest chałwa. Prażenie bowiem siemienia odbywa się zapomocą pary pobieranej z kotła parowego.

Prażalnia, której właściwego pochodzenia i wieku budowy nie może określić administracja fabryki, razem z innemi pięcioma takiemiż naczyniami została zainstalowana w fabryce kilka lat temu. Przedtem zaś była używana do tego samego celu w podobnej fabryce we Lwowie, skąd została przewieziona do Warszawy.

Prażalnia (rys. 1) składa się z dwóch blach wygiętych w formie koryta — zewnętrznej o grub. 7 *mm* i wewnętrznej o grub. 9 *mm*. Podłużne krawędzie tych blach są połączone z sobą zapomocą jednorzędowego nitowania. Nity o średnicy 19 *mm*, podziałka nicenia 56 *mm*. Poprzeczne krawędzie każdej z blach (patrz rys. 1, przekrój poprzeczny), pomiędzy które wstawiono pierścień w kształcie półksiężyca o grub. 23 *mm*, połączono spawem w taki sposób, że miejsca styku nazewnątrz (rys. 2) zalano roztopionem żelazem.

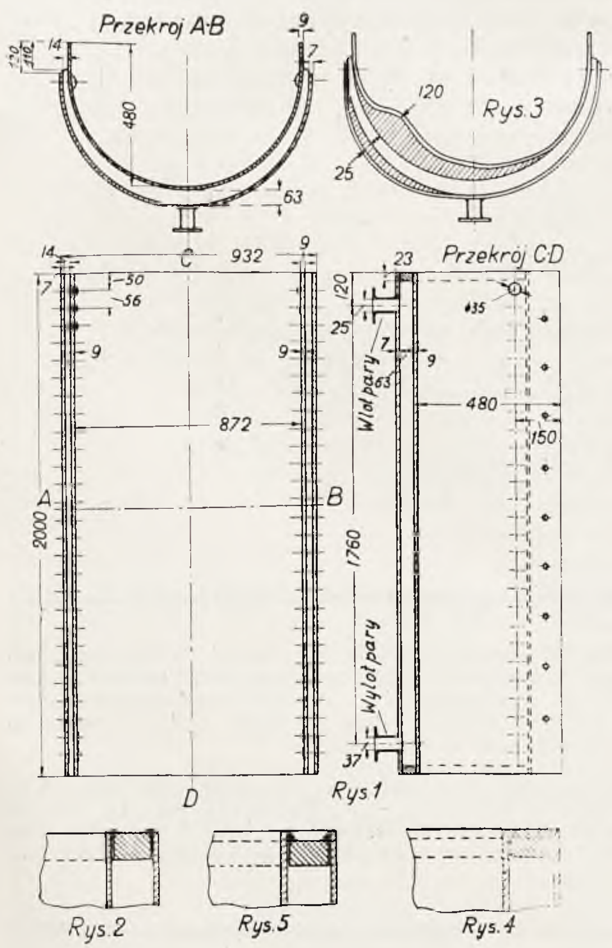
Na jednym końcu prażalni w dolnej blasze wykonano otwór średnicy 25 *m* dla dopływu świeżej pary, a na drugim krańcu otwór średnicy 37 *mm* dla odpływu pary. Cała prażalnia, której długość wynosi 200 *mm* była zawieszona wzdłuż swych bocznych krawędzi na nitach w prostokątnem żelaznem pudle.

Parę do prażalni doprowadzano przewodem rurowym o średn. 25 *mm*, którego długość od kołpaka parowego na kotle wynosi 35,2 *m*. Dozwolone ciśnienie pary w kotle wynosi 12 *atn*. Jak wysokie ciśnienie pary panowało w kotle w chwili wypadku nie udało się ustalić. Redukującego prężność pary w kotle zaworu na przewodzie parowym, jak również manometru wskazującego prężność pary przy jej wlocie do prażalni i zaworu bezpieczeństwa — nie zainstalowano.

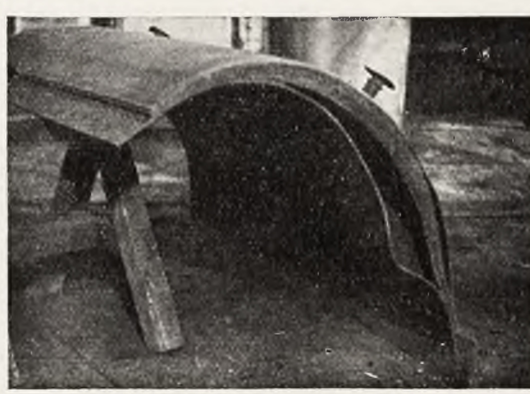
Po nasypaniu do naczynia siemienia do wyrobu chałwy wpuszczano parę, która oddawała swoje ciepło blasze, a ta prażyła siemię. Podczas procedury prażenia siemię trzeba było mieszać, żeby się nie przypalało. Strzegli tego specjalni robotnicy.

Podczas pracy, kiedy tuż obok prażalni stało dwóch robotników, nagle z pod blachy buchnęła para i ciężko poparzyła jednego z nich.

Przyczyną wypadku, jak to przedstawia załączona fotografja, (rys. 6) było rozwarcie się spawu. Jak wynika z szczegółowych oględzin prażalni, dokonanych po wypadku, spaw na styku krawędzi blach i wstawionego półksiężyca, jak wskazuje rys. 2, był wykonany powierzchownie. Sytuację pogorszyła jeszcze okoliczność, że grubość spawu w miejscu największego rozszczepienia blach (rys. 3), których wygięcie dla wewnętrznej blachy wyniosło



Rys. 1 — 5



Rys. 6

120 *mm*, a dla zewnętrznej 25 *mm* nie przekraczała $1\frac{1}{2}$ *mm*. W tym wypadku spaw odgrywał zaledwie rolę szczeliwa.

Wypadek nasuwa uwagę o niefachowem wykonaniu spawu pod względem konstrukcyjnym.

Właściwe rozwiązanie połączenia obu blach z wstawionem pomiędzy nie półksiężycem sprowadza się w danym wypadku do dwóch możliwości. Pierwsza z nich (rys. 4) prowadzi do tego, żeby krawędzie blach i półksiężyca były na styku swym ścięte pod kątem 45°, a osiągnięte w ten sposób wyżłobienie na obwodzie było zalane roztopionem żelazem. Drugi zaś sposób (rys. 5) polega na tem, żeby półksiężyc odsunąć cokolwiek wgłąb od krawędzi blach i powstałe stąd kąty zapełnić spawem. Ten drugi sposób, wymagający mniejszego nakładu pracy, a więc i kosztów, powinien mieć z tego względu pierwszeństwo przed pierwszym.

B. Jasionowski, inż.

Z ŻYCIA TECHNICZNEGO

1. Para, czy woda pod ciśnieniem do celów grzejnych.

Dnia 22 stycznia odbył się w Kole Mechaników przy Stowarzyszeniu Techników w Łodzi wieczór dyskusyjny poświęcony gospodarce cieplnej w przemyśle włókienniczym na temat: Para, czy woda gorąca pod ciśnieniem do celów grzejnych, ze szczególnem uwzględnieniem zastosowania w przemyśle włókienniczym.

Referował zagadnienie inż. Korasiewicz na podstawie literatury technicznej. Temat wzbudził duże zainteresowanie i po referacie wywiązała się ożywiona dyskusja, w której zabierali głos przedstawiciele poważniejszych fabryk i wytwórni miejscowych.

2. Obliczanie nitowanych połączeń blach kotłów parowych.

Ogłoszone w grudniowym zeszycie ub.r. artykuły pp.: prof. B. Tołłoczki i inż. H. Góreckiego w sprawie metody obliczania nitowanych połączeń blach kotłów parowych podanej w projekcie przepisów o materjałach i o budowie kotłów parowych wywołała bardzo żywe echo u czytelników naszego pisma.

Redakcja jest w posiadaniu szeregu ciekawych przyczynków w tej sprawie nadesłanych przez pp.: Z. Klębowskiego, inż., H. Krakowiaka, inż., W. Żywockiego, inż. i innych. Przyczynki te będą ogłoszone drukiem po skonfrontowaniu ich z autorami artykułów już w naszem piśmie wydrukowanych.

SPROSTOWANIE

Na str. 15 Zeszytu 1-go „Techniki Cieplnej" z r. b. należy zmienić podpisy pod rysunkami w sposób następujący:

Rys. 3 na Rys. 4
Rys. 1 na Rys. 3

a na str. 16 tegoż zeszytu:

Rys. 4 i 5 na Rys. 5

Podana na str. 16 ilustracja oznaczona „Rys. 3" jest zbędna.

Druk. „ZGODA" J. Klimczak i S-ka Warszawa, Zielna 47, tel. 619-57